

PAT-NO: JP407332264A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP **07332264** A

TITLE: THROUGH-SHAFT SCROLL COMPRESSOR

PUBN-DATE: December 22, 1995

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

SHIIBAYASHI, MASAO

SUEFUJI, KAZUTAKA

TOJO, KENJI

MIZUNO, TAKAO

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME

HITACHI LTD

COUNTRY

N/A

APPL-NO: JP06122207

APPL-DATE: June 3, 1994

INT-CL (IPC): F04C018/02, F04C029/00, F04C029/02, F04C029/02, F04C029/02

ABSTRACT:

PURPOSE: To reduce incurring of a passage loss (a pressure loss) owing to a flow in a passage and to improve efficiency by a method wherein an interbearing distance between the center of a revolving bearing part and the center of the bearing part of an axis shaft part is set to a value higher than an interbearing distance between the center of a main bearing part and the center of the revolving bearing part.

CONSTITUTION: An interbearing-center distance L_{2} between a revolving shaft support part 31 and the bearing part 32 of an axis shaft part 14f is increased to a value higher than an interbearing-center distance L_{1} between a main bearing part 40 on the frame side and a revolving bearing part 31, namely, set to $L_{1} < L_{2}$. Bearing loads F_{s} and F_{f} exerted on the bearing parts 40 and 32 on which a bearing load F_{m} exerted on the eccentric shaft 14a of the revolving bearing part 31 is exerted are provided according to formulas I and II. The load F_{f} exerted on the axis shaft bearing part 32 the shaft diameter of which is set to a low value is reduced. A parallel groove 72 extending axially and in parallel to the main bearing part 14 is formed (ahead in an approximately 90deg; arc in a rotation angle) on a surface situated upper stream of a rotation direction from the position of the load F_{s} . Meanwhile, a parallel groove 74 is formed in the axis shaft part 14f. The depths of the parallel grooves 72 and 74 are set so that resistance of a feed oil passage is prevented from increasing.

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平7-332264

(43)公開日 平成7年(1995)12月22日

(51)Int. Cl. ⁸	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
F 0 4 C 18/02	3 1 1 W			
29/00	H			
29/02	3 1 1 B			
	3 5 1 A			
	3 6 1 A			

審査請求 未請求 請求項の数5 O L (全 8 頁)

(21)出願番号 特願平6-122207

(22)出願日 平成6年(1994)6月3日

(71)出願人 000005108

株式会社日立製作所

東京都千代田区神田駿河台四丁目6番地

(72)発明者 椎林 正夫

茨城県土浦市神立町502番地 株式会社日立製作所機械研究所内

(72)発明者 末藤 和孝

茨城県土浦市神立町502番地 株式会社日立製作所機械研究所内

(72)発明者 東條 健司

静岡県清水市村松390番地 株式会社日立製作所空調システム事業部内

(74)代理人 弁理士 小川 勝男

最終頁に続く

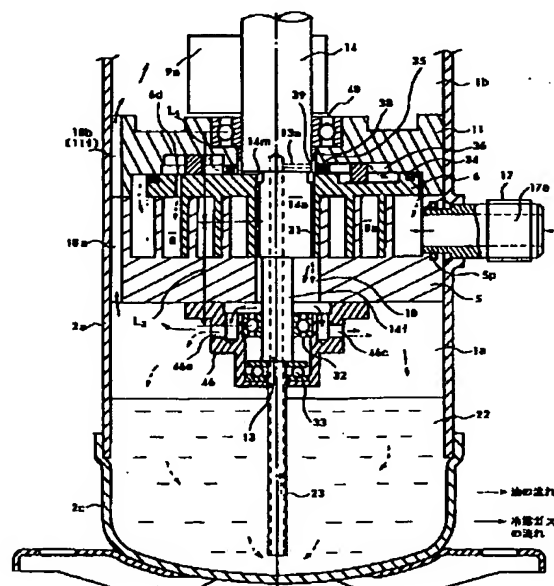
(54)【発明の名称】 軸貫通スクロール圧縮機

(57)【要約】

【構成】軸貫通スクロール圧縮機において、主軸受部と旋回軸受部との軸受間距離に対して、旋回軸受部と軸心軸部軸受部との軸受間距離を長く設定した。

【効果】軸受荷重が低減されるので、その部分での摩擦損失が減少して、圧縮機の性能が向上する。旋回軸受部への給油が確実になり、該軸受部の効果的な冷却が図れ、性能改善と共に軸受周りの信頼性を向上できる。

図 1



【特許請求の範囲】

【請求項1】円板状鏡板に渦巻状のラップが直立する固定スクロール部材と旋回スクロール部材を、前記ラップを内側にしてかみ合せ、前記旋回スクロール部材を自転することなく前記固定スクロール部材に対し旋回運動させ、前記固定スクロール部材には中心部に開口する吐出孔と外周部に開口する吸入口を設け、前記吸入口よりガスを吸入し、前記固定スクロール部材と前記旋回スクロールにて形成される圧縮空間を中心に移動させ容積を減少してガスを圧縮し、前記固定スクロール部材を固定するフレームの中央部に主軸受部を備え、前記旋回スクロール部材の中心部には旋回軸受部を設け、前記旋回軸受部にクランク軸の偏心軸部を前記ラップ先端部まで挿入すると共に、前記クランク軸が前記偏心軸先端に更に前記軸心軸部を前記固定スクロール側に延長した軸貫通スクロール圧縮機において、前記主軸受部の中心と前記旋回軸受部の中心との軸受間距離に対して、前記旋回軸受部の中心と前記軸心軸部の軸受部の中心との軸受間距離を長く設定したことを特徴とする軸貫通スクロール圧縮機。

【請求項2】請求項1において、偏心軸部の旋回軸受とフレーム側の主軸受部の間に油圧室を設け、前記油圧室の油をシールするシール軸受部を前記油圧室と前記主軸受部との間の前記フレームの内周部に設け、前記偏心軸部に軸方向に伸びる平行溝を設け、この平行溝が固定スクロール側の吐出孔とつながり、前記油圧室から前記旋回軸受部に供給された油を前記吐出孔に排出できるようにしたことを特徴とする軸貫通スクロール圧縮機。

【請求項3】請求項2において、前記主軸側と係合する偏心軸部の付け根部に、偏心軸部の軸径より小さいリング溝部を形成し、前記リング溝部に高圧の油を溜める構成としたことを特徴とする軸貫通スクロール圧縮機。

【請求項4】請求項1において、前記主軸と係合する電動機軸の先端部または、前記軸心軸部の先端部に軸を軸方向に支える支持手段を備えることを特徴とする軸貫通スクロール圧縮機。

【請求項5】円板状鏡板に渦巻状のラップが直立する固定スクロール部材と旋回スクロール部材を、前記ラップを内側にしてかみ合せ、前記旋回スクロール部材を自転することなく前記固定スクロール部材に対し旋回運動させ、前記固定スクロール部材には中心部に開口する吐出孔と外周部に開口する吸入口を設け、前記吸入口よりガスを吸入し、前記固定スクロール部材と前記旋回スクロールにて形成される圧縮空間を中心に移動させ容積を減少してガスを圧縮し、前記固定スクロール部材を固定するフレームの中央部に主軸受部を備え、前記旋回スクロール部材の中心部には旋回軸受部を設け、前記旋回軸受部にクランク軸の偏心軸部を前記ラップ先端部まで挿入すると共に、前記クランク軸が前記偏心軸先端に更に前記軸心軸部を前記固定スクロール側に延長した軸貫通ス

クロール圧縮機において、主軸の軸径 D_s 、前記旋回軸受部と嵌まりあう偏心軸部の軸径 D_m 、前記軸心軸部の軸径 D_f 、偏心軸部の旋回半径 E_{th} が、次式を満足することを特徴とする軸貫通スクロール圧縮機。

$$D_m \leq D_s - 2 \times E_{th}$$

$$D_f \leq D_m - 2 \times E_{th}$$

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】本発明は、冷凍空調用、冷蔵庫用等の冷媒用圧縮機として用いられる密閉形スクロール圧縮機に関する。

【0002】

【従来の技術】軸貫通方式スクロール圧縮機は特開昭57-131896号公報に開示されているように、旋回スクロール部材の中心部に旋回軸受部を設け、該旋回軸受部にクランク軸の偏心軸部をラップ先端部まで挿入すると共に、クランク軸が偏心軸先端に更に軸心軸部を延長し、固定スクロール側に上記軸心軸部を支承する軸受部を形成した構造である。

20 【0003】

【発明が解決しようとする課題】上記従来技術は、固定スクロール側に上記軸心軸部を支承する軸受部を設けているが、固定スクロールの鏡板部に配置した構成となっている。このため、吐出孔の大きさに制約され、吐出冷媒ガス用通路を広く確保できず、また上記引用例にあるように該吐出通路が屈折通路形状となっているなどその通路内での流れにともなう通路損失（圧力損失）が大きく増大し、圧縮機の性能面で不利となっていた。また、軸心軸受け部は固定スクロールの鏡板の内部に挿入され、その軸心軸部のラジアル荷重が大きくなること、また偏心軸受部となる旋回軸受部の周りが高温下にあるため、該軸受面が焼き付くという問題が生じる。

【0004】本発明の目的は、通路内での流れにともなう通路損失（圧力損失）が小さく、効率の高いスクロール圧縮機を得ることにある。

【0005】本発明の他の目的は、上記目的に加え更に軸受の荷重が小さく、軸受面の焼き付きのないスクロール圧縮機を得ることにある。

【0006】

40 【課題を解決するための手段】上記の目的を達成するために、本発明の第1の特徴は、円板状鏡板に渦巻状のラップが直立する固定スクロール部材と旋回スクロール部材を、前記ラップを内側にしてかみ合せ、前記旋回スクロール部材を自転することなく前記固定スクロール部材に対し旋回運動させ、前記固定スクロール部材には中心部に開口する吐出孔と外周部に開口する吸入口を設け、前記吸入口よりガスを吸入し、前記固定スクロール部材と前記旋回スクロールにて形成される圧縮空間を中心に移動させ容積を減少してガスを圧縮し、前記固定スクロール部材を固定するフレームの中央部に主軸受部を備

え、前記旋回スクロール部材の中心部には旋回軸受部を設け、前記旋回軸受部にクランク軸の偏心軸部を前記ラップ先端部まで挿入すると共に、前記クランク軸が前記偏心軸先端に更に前記軸心軸部を前記固定スクロール側に延長した軸貫通スクロール圧縮機において、前記主軸受部の中心と前記旋回軸受部の中心との軸受間距離に対して、前記旋回軸受部の中心と前記軸心軸部の軸受部の中心との軸受間距離を長く設定したことにある。

【0007】また本発明の第2の特徴は、円板状鏡板に渦巻状のラップが直立する固定スクロール部材と旋回スクロール部材を、前記ラップを内側にしにかみ合せ、前記旋回スクロール部材を自転することなく前記固定スクロール部材に対し旋回運動させ、前記固定スクロール部材には中心部に開口する吐出孔と外周部に開口する吸入*

$$D_m \leq D_s - 2 \times E_{th}$$

$$D_f \leq D_m - 2 \times E_{th}$$

【0009】

【作用】本発明は上述したように構成しているので以下の作用がある。

【0010】(1) 適正な軸受の配置とすることにより、軸受荷重を低減するので、その部分での摩擦損失が減少する。

【0011】(2) 吐出孔周辺部の吐出通路面積を広く確保でき、かつ屈折通路がないため、吐出圧力損失が低減する。

【0012】

【実施例】本発明の実施例を図1から図14に示す。なお、図中の実線矢印は冷媒ガスの流れ方向、破線矢印は潤滑油の流れ方向を示す。

【0013】図1は、密閉形スクロール圧縮機の部分縦断

$$F_f = L_1 \times F_m / (L_1 + L_2) \quad \text{..... (3)}$$

$$F_s = L_2 \times F_m / (L_1 + L_2) \quad \text{..... (4)}$$

本発明の軸径を細く設定した軸心軸部軸受部32に作用する荷重F_fを低くできる。この荷重低減は、運転条件が過負荷となる圧力条件の時、信頼性の確保の点で効果を発揮することになる。実用的には、寸法比L₁/L₂の値として1.15から1.3前後の範囲となる。偏心軸部14aの旋回軸受31とフレーム11側の主軸受部40の間に油圧室39を設け、該油圧室39の高圧の油をシールするためのシール軸受部38を上記油圧室39と主軸受部40との間のフレーム11の内周部に設けている。本構造により主軸受部40の周囲がガス域となつて、転がり部による撹拌損失と、バランスウェイト9aによる撹拌損失が大きく低減できる。なお、6fは外側シールリング34が挿入される環状溝部である。

【0016】図3、図4及び図5は、主軸部14と偏心軸部14a及び軸心軸部14fの縦断面図である。図3において、偏心軸部14aに軸方向に伸びる平行溝73を、荷重F_mの位置より回転方向の上流側の面に設け、★

$$D_m \leq D_s - 2 \times E_{th} \quad \text{..... (5)}$$

*口を設け、前記吸入口よりガスを吸入し、前記固定スクロール部材と前記旋回スクロールにて形成される圧縮空間を中心に移動させ容積を減少してガスを圧縮し、前記固定スクロール部材を固定するフレームの中央部に主軸受部を備え、前記旋回スクロール部材の中心部には旋回軸受部を設け、前記旋回軸受部にクランク軸の偏心軸部を前記ラップ先端部まで挿入すると共に、前記クランク軸が前記偏心軸先端に更に前記軸心軸部を前記固定スクロール側に延長した軸貫通スクロール圧縮機において、主軸の軸径D_s、前記旋回軸受部と嵌まりあう偏心軸部の軸径D_m、前記軸心軸部の軸径D_f、偏心軸部の旋回半径E_{th}が、次式を満足することにある。

【0008】

$$\text{..... (1)}$$

$$\text{..... (2)}$$

※断面図である。図1から、固定スクロール5側の中央部に設けた吐出孔10の内側に上記軸心軸部14fを延長し、該延長軸心軸部14fを支える軸心軸受部32を固定スクロールの反ラップ側に配置している。フレーム11側の主軸受部40と旋回軸受部31との軸受中心間距離L₁に対して、旋回軸受部31と軸心軸部14fの軸受部32との軸受中心間距離L₂を長く、即ちL₁<L₂と設定している。

【0014】図2は、旋回軸受部の偏心軸14aに作用する軸受荷重F_mを主軸受部40と補助フレーム46内部に設けた軸心軸受部32の両側で受ける両持ち構造を示す。軸受部40、32に作用する軸受荷重をF_s、F_fで示し、これらは、次式で与えられる。

【0015】

★該平行溝73が固定スクロール5側の吐出孔10とつながるように、偏心軸先端部73aまで延長して構成している。この構造により、後述する油圧室内の潤滑油を旋回軸受部の該平行溝73に供給し、さらに、供給された潤滑油を吐出孔10側に排出できるようにしている。図4と図5において、主軸部14に軸方向に伸びる平行溝72を、荷重F_sの位置より回転方向の上流側の面(回転角にして約90度先)に設け、一方、軸心軸部14fには平行溝74を設定している。それらの平行溝の深さは、給油通路抵抗を大きくならないように、本発明の場合、h₁、h₂、h₃の寸法は概ね0.2から0.5mm前後になる。

【0017】図2と図6において、主軸の軸径D_s、旋回軸受部と嵌まりあう偏心軸部の軸径D_m、及び軸心軸部の軸径D_fとの関係が、偏心軸部の旋回半径をE_{th}として、次式を満足するように設定されている。

【0018】

$$\text{..... (5)}$$

$$Df \leq Dm - 2 \times Eth$$

(6)

例えば、圧縮機の定格出力が3.75kWの場合には、 $Ds=35\text{mm}$ 、 $Eth=4.8\text{mm}$ 、 $Dm=25\text{mm}$ 、 $Df=15\text{mm}$ 、前後の値に設定している。偏心軸部14aの旋回半径 Eth とは、軸心 O_f と偏心量の寸法分離れた偏心軸部の中心 O_m との距離をいう。

【0019】次に、図7において、旋回軸受31とフレーム11側の主軸受部40、厳密にはシール軸受部38の間に油圧室39を設けている。該油圧室39の高压の油をシールするシール軸受部38を上記油圧室39と主軸受部14との間のフレーム11の内周部に設けている。主軸14側と係合する偏心軸部14aの付け根部に、偏心軸部14aの軸径 Dm より小さいリング溝部14mを形成し、該リング溝部14mに高压の潤滑油を溜められる構成としている。このリング溝部14mには前記油圧室39とつながっており、該溝部14mから旋回軸受部に設けたスリット状の平行溝部73に供給された潤滑油は、スムーズに吐出孔10側に排出できるようになる。本構成により、潤滑油がスムーズに排出できるため、該潤滑油による旋回軸受部31の冷却作用を向上できることになる。なお、図7において、軸心軸部14fの先端部には、該軸を軸方向に支える支持手段として、スラストコロリ軸受33を備えている。

【0020】図8と図9は、フレーム11の平面図と縦断面図である。フレーム11の外周部には長方形の溝部11fを周上に複数個設けている。該溝部11fは、吐出冷媒ガスとそのガス中に混合した潤滑油が通る通路18bとなる。フレーム11の中央部に主軸受部40とガスシール用軸受部38を形成している。11mはオルダムキ溝部である。11gは内側シールリング35が挿入できる環状溝部である。

【0021】図10は密閉形スクロール圧縮機の全体構造を示す縦断面図である。図10において、圧縮機部100となる固定スクロール部材5と旋回スクロール部材6を互に噛合せて圧縮室8を形成している。旋回スクロール部材6の中心部の旋回軸受部31としてすべり軸受を設けている。該軸受部31としては、比較的耐久性のある含油軸受タイプや四弗化エチレン樹脂を軸受材料に適用したドライタイプ仕様すべり軸受を用いてもよい。該軸受部31を挟む位置関係にあるように、延長軸心軸部14fを支える副軸受部32とフレーム側主軸受40に耐久性の高いころがり軸受を配している。また、主軸14を支承するスラスト方向の軸受部としてころがりスラスト軸受33を上記延長軸心軸部14fの下端部に形成しているため、主軸14に作用する自重などの荷重を該スラスト軸受33で受け持つことが出来、軸のストップ機能を有する。該スラスト軸受33の軸径は、主軸受部のクランク軸径や偏心軸部の軸径より小さく設定している。このように、上記スラスト軸受33での摺動速度は最も小さくなり、その部分のスラスト負荷による摩擦* 50

* 損失を極微に抑えることができる。

【0022】図1と図12に示すように、旋回スクロール部材6の鏡板6a背面の中央部のフレーム11と対向するスラスト部に内側シールリング34を配している。該内側シールリング34の外側領域を、吐出圧力と吸入圧力との中間圧力とせしめるため、旋回スクロール6の鏡板6aを貫通する絞り孔6dを設けている。この中間圧力の雰囲気より外側領域となる吸入圧力の雰囲気である吸入室5fとは外側シール手段35を旋回鏡板6aの背面外周部に配置している。

【0023】内側シール手段34aのスラスト周辺部39への潤滑油の流れについて、図1と図10を用いて簡単に説明する。延長軸心軸部14fの下端部とつながっている給油管23を介して中心縦孔13内を上昇した潤滑油は、横孔13(13a)を通過して油圧室39へ給油される。38はシール軸受部で、電動機室1bから油圧室39への冷媒ガスの混入を防止する。油圧室39に冷媒ガスが混入すると、上記シールリング34、旋回軸受部31での潤滑性能が大きく低下する。油圧室39に給油された潤滑油は、内側シールリング34を介して適量の潤滑油が背圧室36に流入する。背圧室36に流入した潤滑油は、その部分の冷媒ガスと混合し、前記絞り孔6dを介して圧縮室8(8a)に移動する。圧縮室8に至った潤滑油は、冷媒ガスとともに加圧され、吐出孔10、通路6p、6r(図11参照)などを通して補助フレーム46内の通路から横方向に冷媒ガスは流出する。冷媒ガスと潤滑油は固定スクロール5下方の吐出室と1aフレーム外周部の連通路18(18a、18b)を通過して電動機室1bへと移動する。これらの吐出室1aと電動機室1bで冷媒ガスと潤滑油は分離され、通路18を介して潤滑油は密閉容器1の下部の油溜り部22に落下し、再び各摺動部に供給される。なお、旋回スクロール部材6の中心部の旋回軸受部31としてすべり軸受を設け、該軸受部31を挟む位置関係にあるように、延長軸心軸部14fを支える副軸受部32とフレーム側主軸受40に耐久性の高いころがり軸受を配しているため、それぞれのころがり軸受32、40では、転がり接触による摩擦作用のためその部分での摩擦係数が0.0015前後と非常に小さい。このため両軸受部32、40での摩擦損失は従来機に対して大幅に低下できる。また、主軸14を支承するスラスト方向の軸受部としてころがりスラスト軸受33を上記延長軸心軸部14fの下端部に形成しているため、主軸14に作用する自重などの荷重を該スラスト軸受33で受け持つことが出来る。該スラスト軸受33の軸径は、主軸受部のクランク軸径や偏心軸部の軸径より小さく設定しており、該スラスト軸受33での摺動速度は最も小さくなり、その部分のスラスト負荷による摩擦損失を極微に抑えることができる。また、主軸14全体を転がり支持方式とすることにより軸

7

受隙間が微少に管理され、主軸系の軸方向の挙動を安定化することができる。また圧縮機始動時の油切れに対しては、少量の潤滑油でも軸受部での耐久性を確保でき信頼性の面で有利となる。また、軸貫通式スクロール圧縮機構造としたことにより、旋回スクロールには転覆モーメントが作用しないため、旋回スクロールの挙動の安定化が図られ、圧縮室内部漏れの損失低減などの波及効果との相乗効果により本発明も軸貫通方式スクロール圧縮機の性能が大幅に向上できる。

【0024】固定スクロール部材5は、図13及び図14にも示すように、円板状の鏡板5aと、これに直立しインボリュート曲線に形成されたラップ5bとからなり、その中心部に吐出口10、外周部に吸入口16を備えている。

【0025】旋回スクロール部材6は、図11と図12に示すように、円板状の鏡板6aと、これに直立し、固定スクロールのラップと同一形状に形成されたラップ6bと、鏡板の中央部に旋回軸受部31を包むようにしてボス6gからなっている。

【0026】図9のフレーム11は中央部に主軸受部40とガスシール用軸受部38を形成し、これらの軸受部に主軸部14（図示せず）が鉛直方向に支承され、ラップ内側に貫通した回転軸いわゆる偏心軸14a（図示せず）は、上記ボス6gに旋回運動が可能のように挿入されている。またフレーム11には固定スクロール部材5が複数本のボルトによって固定され（図示せず）、旋回スクロール部材6はオルダムリングおよびオルダムキーよりなるオルダム機構12によってフレーム11に支承され、旋回スクロール部材6は固定スクロール部材5に対して、自転しないで旋回運動をするように形成されている。主軸部14には上方部に、電動機部3と直結している。なお、密閉容器2内の下側に圧縮機部100が、上側に電動機部3が収納されている。そして、密閉容器2内はフレーム11により下部室1a（吐入室）と上部室である電動機室1bとに区画されている。固定スクロール部材5の吸入口16には密閉容器2を貫通して水平方向の吸入管17が接続されている。吐出口10が開口している下部室1aには、補助フレーム46内の吐出通路（屈折通路）46e、46cを通った冷媒ガス中の潤滑油を分離する機能がある。ここを通過した冷媒ガスは、固定スクロール部材5とフレーム11の外周部に設けた長方形の通路18を介して上部の電動機室1bへと導かれる。さらに、上部電動機室1bの冷媒ガスは、モータ3の周囲空間と上部室1cを介して密閉容器2を貫通する吐出管20にて外部にみちびかれる。

【0027】図11において、旋回スクロール6の鏡板6aの中心は点Omとなる。中心点Omより偏心した点Om1は、ラップ部6bのインボリュート曲線の基礎円の中心で、点Omに対してラップ外終端部6nの側に偏心した位置関係としている。該旋回スクロール6のラッ

8

プ巻き終り端部6nの外縁端部75であるラップ部6bの外側曲線6sの終端部は、鏡板6aの外終端と近接し、もしくは一致している。この構造により旋回スクロールの鏡板外形寸法Ds0をより小さく設計できる。図10に示すように、旋回スクロール6の鏡板背面に背圧室36を設けている。該背圧室36に圧縮室内部のガス圧を導入する絞り孔6dを旋回スクロールラップ外側曲線6sに沿った位置の鏡板部に設け、鏡板部6aの背面となる背圧室36に吸入圧力と吐出圧力との中間圧力を導くためのものである。旋回スクロールラップ外側曲線6sの始点は点77であり、終点は点75となる。一方旋回スクロールラップ内側曲線6uの始点は点78であり、終点は点76となる。ラップ部6bの内側曲線6uと外側曲線6sはインボリュート曲線をなし、点78と点77とを半径R（溝幅が直径となる半円弧形状）の円弧6mにて滑らかに結ばれている。圧縮ガスの出口部6tから凹部6pを経て通路6rにて旋回軸受31側に吐出される。この吐出通路6t、凹部6p、通路6rは極力通路面積を大きく設定する。該吐出経路は、図13に説明する吐出ポート10の拡大構造の効果とあわせて、吐出圧力損失が大きく低減できる作用と過圧縮損失もより小さくなるという効果が得られる。なお、図12の6fは外側シールリング34が挿入される環状溝部である。

【0028】図13と図14において、固定スクロール5のラップ曲線はインボリュート曲線をなし、ラップ終端部5nと冷媒ガスの入る吸入孔16を配置する。5fは吸入室である。鏡板5aの中心は点Ofとなる。中心点Ofよりラップ終端部5n側に偏心した点Of0は、ラップ部5bのインボリュート曲線の基礎円の中心である。固定スクロール5側の鏡板5aのほぼ中央部にあってややラップ終端部の方向に偏心した位置に設けたのが吐出孔10で、直径のこなる大小の半円弧形状をなし、その断面積は旋回軸受径と同程度の広い吐出ポート形状に設定している。その吐出孔10の外縁部はラップ始端部60の内側曲線5uと近接もしくは一致している。固定スクロールラップ外側曲線5sの始点は点61であり、終点は点67となる。一方固定スクロールラップ内側曲線5uの始点は点60であり、終点は点68となる。ラップ部5bの内側曲線5uと外側曲線5sはインボリュート曲線をなし、点67と点68とを半径Rの円弧5mにて滑らかに結ばれている。また、ラップ始端部では点60と点61とを半径rの円弧5wにて滑らかに結ばれている。該固定スクロールのラップ部は、ラップ巻き角を旋回スクロールのラップ巻き終り角より180度の範囲で大きく延長している。なお、点63は旋回スクロールラップの終端部点75と接する。

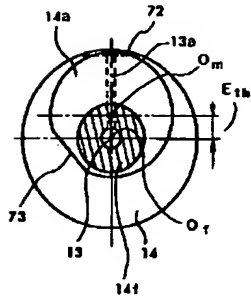
【0029】

【発明の効果】本発明によれば以下の効果が得られる。

【0030】(1) 適正な軸受の配置とすることによ

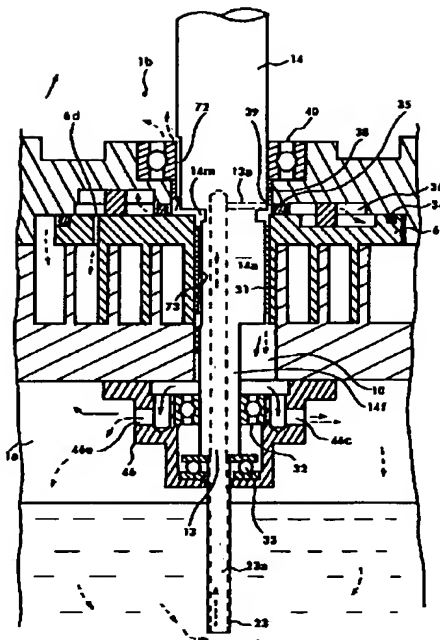
【図6】

図 6



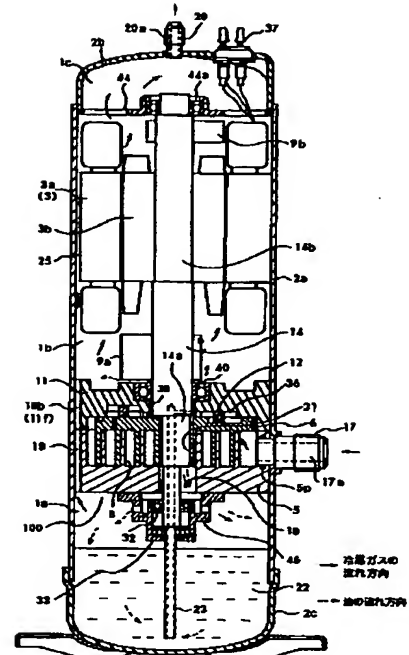
【図7】

図 7



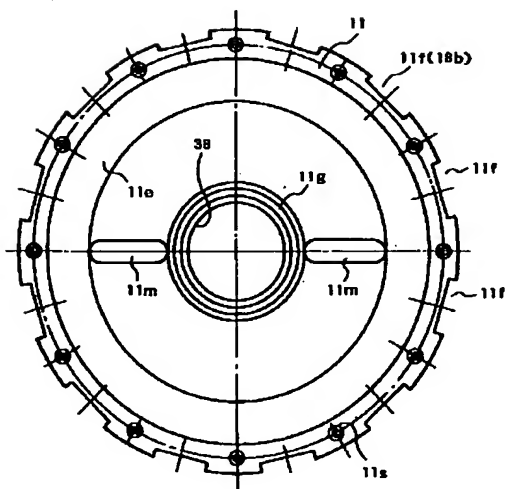
【図10】

図 10



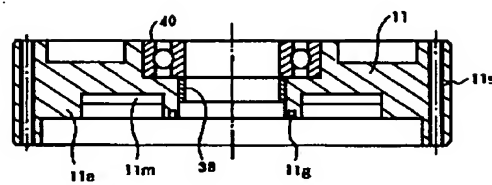
【図8】

図 8

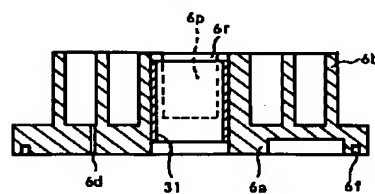


【図9】

図 9

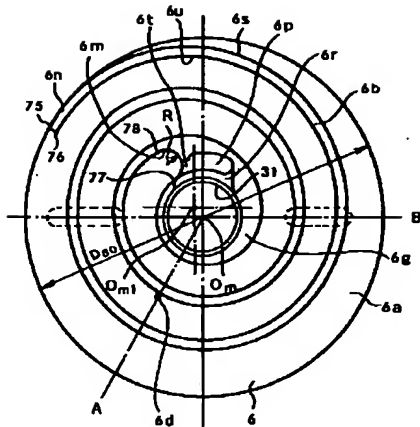


【図12】

図 12
(断面 A-O_m-B)

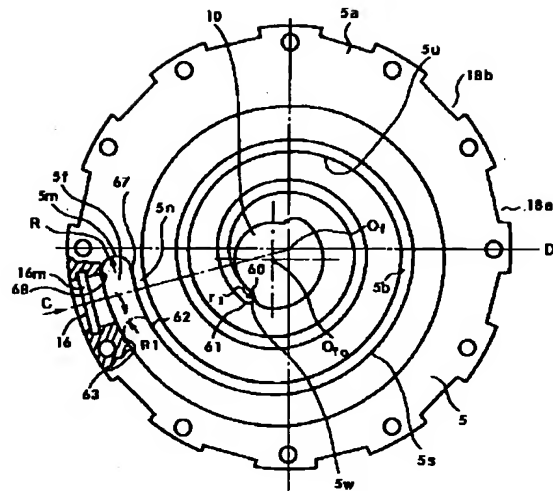
【図11】

図 11



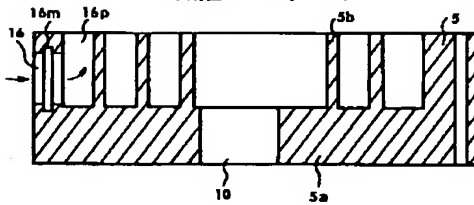
【図13】

図 13



【図14】

図 14

(断面C-O₁-D)

フロントページの続き

(72)発明者 水野 隆夫
 静岡県清水市村松390番地 株式会社日立
 製作所空調システム事業部内

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☒ FADED TEXT OR DRAWING
- ☐ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☒ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☒ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.